

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-241403

(43)Date of publication of application : 07.09.2001

(51)Int.Cl.

F15B 11/02
F15B 11/00

(21)Application number : 2000-052823

(71)Applicant : KAYABA IND CO LTD

(22)Date of filing : 29.02.2000

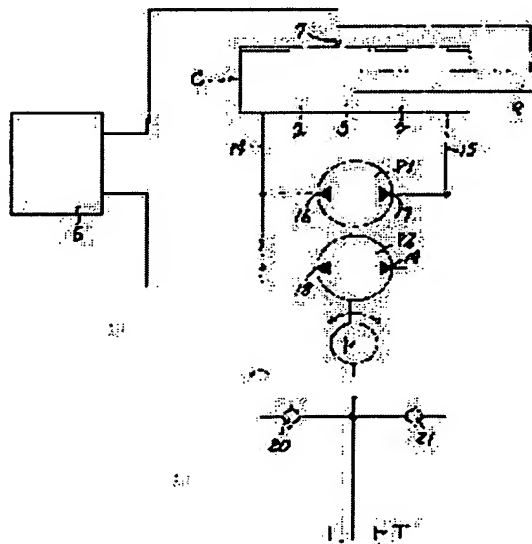
(72)Inventor : TAGUCHI SHOGO
SAKAI YOSHITAKE

(54) HYDRAULIC CONTROL DEVICE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a hydraulic control device not generating shocks in a cylinder C when a condition of the cylinder C is switched from an acceleration condition to a deceleration condition.

SOLUTION: This hydraulic control device is provided with a single rod cylinder C whose ratio of a pressurized surface area of a piston 5 in a side of a primary pressure chamber a and a pressurized surface area of the piston 5 in a side of a secondary pressure chamber b is A to B, a primary pump P1 whose primary port 16 is connected to the primary pressure chamber a of the cylinder C and whose secondary port 17 is connected to the secondary pressure chamber b of the cylinder C, a secondary pump P2 whose primary port 18 is connected to the primary pressure chamber a of the cylinder C and whose secondary port 19 is connected to a tank T, a motor M driving the primary pump P1 and the secondary pump P2, and a controller 6 controlling these motors P1, P2. A ratio of a discharging amount per one revolution of the primary pump P1 and a discharging amount per one revolution of the secondary pump P2 is B to (A-B).



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 12.11.2004

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] The ratio of the projected net area of the piston by the side of the 1st pressure room and the projected net area of the piston by the side of the 2nd pressure room The cylinder of the piece rod form of A:B, The 1st pump which connected the 1st port to the 1st pressure room of the above-mentioned cylinder, and connected the 2nd port to the 2nd pressure room of a cylinder, The 2nd pump which connected the 1st port to the 1st pressure room of a cylinder, and connected the 2nd port to the tank, Hydraulic control characterized by having had the motor which drives these 1st pumps and the 2nd pump, and the controller which controls this motor, and making the ratio of the discharge quantity per one revolution of the 1st pump of the above, and the discharge quantity per one revolution of the 2nd pump of the above into B: (A-B).

[Claim 2] the ratio of the projected net area of the piston of a cylinder -- the hydraulic control according to claim 1 characterized by setting A:B to 2:1.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the hydraulic control which controls actuation of the cylinder of a piece rod form.

[0002]

[Description of the Prior Art] Since the cylinder of a piece rod form has a rod only in one pressure room, when operating a cylinder, a difference produces it to the flow rate supplied to one pressure room, and the flow rate discharged from the pressure room of another side. As equipment which controls the cylinder of such a piece rod form, there are some which are shown in drawing 2 from the former.

[0003] Passage 1 was connected to the 1st pressure room a of Cylinder C, and the 1st port 3 of Pump p is connected to this passage 1. Moreover, passage 2 was connected to the 2nd pressure room b of Cylinder C in which Rod R was formed, and the 2nd port 4 of Pump p is connected to this passage 2. He coordinates electric motor M and is trying to make the above-mentioned pump p drive Pump p by this electric motor M. As for the pump p carried out in this way, a discharge side and an absorption side interchange according to the hand of cut. And since the 2nd port 4 becomes an absorption side in carrying out the regurgitation of the pressure oil from the 1st port 3, the piston 5 of Cylinder C moves rightward [drawing]. Since the 1st port 3 becomes the above and reversely an absorption side in carrying out the regurgitation of the pressure oil from the 2nd port 4 of Pump p, the piston 5 of Cylinder C moves to them leftward [drawing].

[0004] Moreover, he connects a controller 6 to above-mentioned electric motor M, and is trying to control the hand of cut and rotational frequency of electric motor M by this controller 6 to it. Thus, if electric motor M is controlled, the discharge direction and discharge quantity of Pump p are controllable. And he is trying to control actuation of Cylinder C by controlling the discharge direction and discharge quantity of this pump p. In addition, he attaches a position sensor 7 in the above-mentioned cylinder C, and is trying for this position sensor to detect the stroke of Cylinder C in it. And he is trying to feed back the signal detected by this position sensor 7 to the above-mentioned controller 6 as control information.

[0005] On the other hand, the 1st and 2 pressure rooms a and b of Cylinder C are connected to the ports 9 and 10 of a change-over valve 8 through passage 1 and 2. And he leads the pressure of passage 1 to one pilot room 11 of this change-over valve 8, and is trying to lead the pressure of passage 2 to the pilot room 12 of another side. Moreover, Tank T is connected to the port 13 of this change-over valve 8. Furthermore, the centering springs s and s are formed in the both ends of a change-over valve 8.

[0006] The change-over valve 8 performed above maintains the center valve position illustrated according to the spring force of the centering springs s and s, and intercepts a free passage with passage 1 and 2 and Tank T at this time. Moreover, if the pressure of a pilot room 11 becomes higher than the pressure of a pilot room 12, this change-over valve 8 will switch to a drawing left-hand side location, and will open passage 2 and Tank T for free passage. If the pressure of a pilot room 12 becomes higher than the pressure of a pilot room 11 on the contrary, it will switch to a drawing right-hand side location,

and passage 1 and a tank will be opened for free passage. In addition, the pressure led to the above-mentioned pilot rooms 11 and 12 is equivalent to the pressure of the 1st and 2 pressure rooms a and b of Cylinder C. That is, a change-over valve 8 switches with the size relation of the pressure of the 1st and 2 pressure rooms a and b.

[0007] Next, an operation of this conventional example is explained. First, the case where Cylinder C is expanded is explained. If the 1st port 3 of Pump p is used as a discharge side and the 2nd port 4 is made into an absorption side as shown in drawing 3 R> 3, discharged oil will be supplied to the 1st pressure room a, and the piston 5 of Cylinder C will move rightward [drawing]. Thus, if a piston 5 moves rightward, since the pressure of the 1st pressure room a will become higher than the pressure of the 2nd pressure room b, a change-over valve 8 switches to a left-hand side location. Therefore, it is maintained at the condition that passage 2 and Tank T were open for free passage.

[0008] Moreover, although a predetermined flow rate will be discharged from the 2nd pressure room b if a piston 5 moves rightward as mentioned above, there are few these discharges than the flow rate supplied to the above-mentioned 1st pressure room a. Since there is a rod R in the 2nd pressure room b side, only the part of Rod R is because the volume per unit stroke is small from the 1st pressure room a as for the 2nd pressure room b. And if there are few discharges from the 2nd pressure room b as mentioned above, the amounts absorbed from the 2nd port 4 of Pump p run short. So, in expanding a piston 5 as mentioned above, he is trying to lead the above-mentioned insufficiency to the suction side of Pump p from Tank T through a change-over valve 8.

[0009] Next, when shrinking Cylinder C, it attaches and explains. If the 2nd port 4 of Pump p is used as a discharge side and the 1st port 3 is made into an absorption side as shown in drawing 4 , a pressure oil will be supplied to the 1st pressure room b, and the piston 5 of Cylinder C will move leftward [drawing]. Thus, if a piston 5 moves rightward, since the pressure of the 1st pressure room a will become lower than the pressure of the 2nd pressure room b, a change-over valve 8 switches to a right-hand side location, and passage 1 and Tank T are open for free passage.

[0010] Moreover, although a pressure oil will be discharged from the 1st pressure room a if a piston 5 moves leftward as mentioned above, this discharge increases more than the part which does not have a rod in the 1st pressure room a side, and the flow rate supplied to the 2nd pressure room b. Therefore, Pump p cannot absorb the whole quantity discharged from the 1st pressure room a. Therefore, in shrinking Cylinder C, he is trying to miss the amount which remained on Tank T through a change-over valve 8 from passage 1.

[0011] In addition, since the pressure of the 1st pressure room a is larger than the pressure of the 2nd pressure room b when Cylinder C is being expanded as shown in drawing 3 , the change-over valve 8 has switched to the left-hand side location. However, if it is decelerated from the condition of accelerating Cylinder C in the elongation direction, the direction of the pressure of the 2nd pressure room b will become larger than the pressure of the 1st pressure room a. Therefore, as shown in drawing 5 , a change-over valve 8 will switch to a right-hand side location. Thus, if a change-over valve 8 switches to a right-hand side location, the flow rate of an insufficiency will be supplied to the 1st pressure room a through the change-over valve 8 -> passage 1 from Tank T, without minding Pump p. And if the flow rate of a direct insufficiency is supplied to the 1st pressure room a from Tank T, without minding Pump p in this way, from Pump p, there will be few flow rates supplied to the 1st pressure room a, and they will end. Therefore, the moment it changed into the moderation condition from the acceleration condition as mentioned above and the change-over valve 8 switched, it is made to make the rotational frequency of Pump p late by the controller.

[0012] Moreover, since the pressure of the 2nd pressure room b is larger than the pressure of the 1st pressure room a when Cylinder C is being shrunk as shown in drawing 4 , the change-over valve 8 has switched to the right-hand side location. However, if it is decelerated from the condition of accelerating Cylinder C in the contraction direction, the direction of the pressure of the 1st pressure room a will become larger than the 2nd pressure room b. Therefore, as shown in drawing 6 , a change-over valve 8 will switch to a left-hand side location. When a change-over valve 8 switches to a left-hand side location, it becomes impossible thus, to miss the amount of outflow from the 1st pressure room a on

Tank T through a change-over valve 8 from passage 1. Therefore, in such a case, a controller increases the rotational frequency of Pump p, and he is trying to absorb to it the whole quantity discharged from the 1st pressure room a with Pump p.

[0013]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] Since a change-over valve 8 switches to an opposite direction when it changes into a moderation condition from an acceleration condition, the rotational frequency of Pump p is slowed down or the piston 5 of Cylinder C is made to accelerate in the above-mentioned conventional example according to it. However, since there is inertia, electric motor M which drives Pump p can decelerate the rotational frequency so suddenly, or cannot be made to accelerate.

[0014] Therefore, when Cylinder C was slowed down from the condition of making it accelerating in the elongation direction, the rotational frequency of Pump p could not be slowed down enough, but the excessive flow rate was supplied to the 1st pressure room a side, and there was a problem that a shock arose in Cylinder C. Moreover, since the rotational frequency of Pump p was not able to be accelerated enough and a required flow rate was not able to be discharged from the 1st pressure room a when Cylinder C is slowed down from the condition of making it accelerating in the contraction direction, the problem that a shock occurred was in Cylinder C. The purpose of this invention is offering the hydraulic control which a shock's does not produce in this cylinder C, when a cylinder is changed into a moderation condition from an acceleration condition.

[0015]

[Means for Solving the Problem] The ratio of the projected net area of the piston by the side of the 1st pressure room and the projected net area of the piston by the side of the 2nd pressure room the 1st invention The cylinder of the piece rod form of A:B, The 1st pump which connected the 1st port to the 1st pressure room of the above-mentioned cylinder, and connected the 2nd port to the 2nd pressure room of a cylinder, The 2nd pump which connected the 1st port to the 1st pressure room of a cylinder, and connected the 2nd port to the tank, It has the motor which drives these 1st pumps and the 2nd pump, and the controller which controls this motor, and is characterized by making the ratio of the discharge quantity per one revolution of the 1st pump of the above, and the discharge quantity per one revolution of the 2nd pump of the above into B: (A-B).

[0016] the 2nd invention -- the 1st above-mentioned invention -- setting -- the ratio of the projected net area of the piston of a cylinder -- it is characterized by setting A:B to 2:1.

[0017]

[Embodiment of the Invention] The example shown in drawing 1 makes A:B ($A > B$) the ratio of the piston projected net area by the side of the 1st pressure room a of Cylinder C, and the piston projected net area by the side of the 2nd pressure room b. In addition, since it is the same as said conventional example about the configuration of the stroke sensor 7 or a controller 6, the same sign is attached here and the detailed explanation is omitted.

[0018] As shown in drawing 1, passage 14 was connected to the 1st pressure room a of Cylinder C, and the 1st port 16 of the 1st pump P1 is connected to this passage 14. Moreover, passage 15 was connected to the 2nd pressure room b of Cylinder C, and the 2nd port 17 of the 1st pump P1 is connected to this passage 15. Furthermore, the 1st port 18 of the 2nd pump P2 is connected to the above-mentioned passage 14. And the 2nd port 19 of this 2nd pump P2 is connected to Tank T.

[0019] He coordinates electric motor M with one revolving shaft, and is trying to make the 1st and 2 above-mentioned pumps P1 and P2 rotate both the pumps P1 and P2 in one by this electric motor M. And if the regurgitation of the pressure oil is carried out from the 1st port 16 of the 1st pump P1, if discharge and the 1st pump P1 carry out the regurgitation of the 2nd port 17 to the pressure oil for the 1st port 18 to a pressure oil, the 2nd pump P2 will also carry out the regurgitation of the pressure oil also for the 2nd pump P2 from the 2nd port 19. Moreover, the ratio of the discharge quantity per one revolution of the 1st pump P1 of the above and the discharge quantity per one revolution of the 2nd pump P2 is made into B: (A-B) in consideration of the ratio of the piston projected net area of the above-mentioned cylinder C. However, it has relation of $A > B$. And check valves 20 and 21 were connected to the above-mentioned passage 14 and 15, respectively, and it has connected with Tank T

through these check valves 20 and 21.

[0020] Next, an operation of this example is explained. If one side is made to rotate the 1st and 2 pumps P1 and P2 and a pressure oil is made to breathe out by actuation of electric motor M from the 1st port 16 and 18 of each pumps P1 and P2, the sum total flow rate of both the pumps P1 and P2 will be supplied to the 1st pressure room a through passage 14. Here, since the ratio of the discharge quantity per one revolution of the 1st and 2 pumps P1 and P2 is $B:(A-B)$, it is in the 1st pressure room a. The flow rate proportional to $B+(A-B)=A$ is supplied. Thus, if the flow rate proportional to A is supplied to the 1st pressure room a, a piston 5 will move rightward and a pressure oil will be discharged from the 2nd pressure room b. Since the flow rate proportional to the pressure receiving surface ratio A of this 1st pressure room a is supplied to the 1st pressure room a at this time, the flow rate proportional to B is discharged from the 2nd pressure room b. And the flow rate proportional to B discharged from the 2nd pressure room b in this way is absorbed by the 2nd port 17 of the 1st pump P through passage 15, and is breathed out from the 1st port 16.

[0021] Moreover, if the piston which moves rightward as mentioned above was changed into the moderation condition from the acceleration condition, the flow rate which flows into the 1st pressure room a from the 1st and 2 pump P has been proportional to A, is discharged from the 2nd pressure room b, and the flow rate which flows into the 1st pump P1 has also been proportional to B. Therefore, when the piston of Cylinder C is changed into a moderation condition from an acceleration condition, it is not necessary to slow down specially the rotational frequency of the 1st and 2 pumps P1 and P2 by the controller. Therefore, a shock does not occur in Cylinder C.

[0022] On the other hand, when a pressure oil is made to breathe out from the 2nd port 17 and 19 of the 1st and 2 pumps P1 and P2, since the discharged oil of the 2nd pump P2 is returned to Tank T, only the flow rate proportional to the discharge quantity B of the 1st pump P1 is supplied to the 2nd pressure room b. Thus, if the flow rate proportional to B supplies the 2nd pressure room b, a piston 5 will move leftward and a pressure oil will be discharged from the 1st pressure room a. Since the flow rate proportional to the pressure receiving surface ratio B of the 2nd pressure room b is supplied to the 2nd pressure room b at this time, the flow rate proportional to A is discharged from the 1st pressure room a. And since only the flow rate to which the flow rate proportional to A discharged from this 2nd pressure room b is proportional to B with the 1st pump P1 is breathed out, the flow rate which lengthened B, i.e., $(A-B)$, a proportional flow rate, will be discharged by Tank T through the 2nd pump P2 from A.

[0023] Moreover, if the piston 5 which moves leftward as mentioned above was changed into the moderation condition from the acceleration condition, the flow rate which is breathed out from the 1st pump P1 and is supplied to the 2nd pressure room b has been proportional to B, is discharged from the 1st pressure room a, and the flow rate which flows into the 1st and 2 pumps P1 and P2 has also been proportional to A. Therefore, when the piston of Cylinder C is changed into a moderation condition from an acceleration condition, it is not necessary to accelerate especially the rotational frequency of the 1st and 2 pumps P1 and P2 by the controller. Therefore, a shock does not occur in Cylinder C.

[0024] In addition, the above-mentioned check valves 20 and 21 are for supplying a required flow rate from a tank, when the pressure oil in the 1st and 2 pressure room of Cylinder C, passage 14, and 15 decreases. Moreover, if the ratio of the projected net area of the above-mentioned piston 5 is made the relation of $A:B=2:1$, the ratio of the discharge quantity of the 1st and 2 pumps P1 and P2 will be set to $B:(A-B)=1:1$. That is, if the ratio of the projected net area of a piston 5 uses the cylinder of the piece rod form of 2:1, the 1st pump P1 and the 2nd pump P2 can be made into the thing of the same capacity. Thus, if the 1st and 2 pump is made into the thing of the same capacity, since the design of equipment becomes easy and the components about a pump etc. can be communalized, components cost can also be made cheap.

[0025]

[Effect of the Invention] the time of changing a cylinder from an acceleration condition to a moderation condition according to the 1st invention -- the 1st and 2 pump P -- it can be managed, even if it makes 1 or 2 rotational frequencies accelerate specially or does not make it slow down. Therefore, when changing a cylinder from an acceleration condition to a moderation condition, a shock does not arise in a

cylinder owing to the inertia of a motor.

[0026] Since according to the 2nd invention the design of equipment becomes easy about the 1st pump and the 2nd pump since the same thing can be used, and the components about two pumps etc. can be communalized, components cost can also be made cheap.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is the circuit diagram of an example.

[Drawing 2] It is the circuit diagram of the conventional example.

[Drawing 3] It is the circuit diagram of the conventional example and is drawing showing the condition of moving a piston 5 rightward.

[Drawing 4] It is the circuit diagram of the conventional example and is drawing showing the condition of moving a piston 5 leftward.

[Drawing 5] It is the circuit diagram of the conventional example and is drawing when changing the cylinder C to elongate from an acceleration condition to a moderation condition.

[Drawing 6] It is the circuit diagram of the conventional example and is drawing when changing the cylinder C to contract from an acceleration condition to a moderation condition.

[Description of Notations]

The 1st pressure room

b The 2nd pressure room

C Cylinder

M Motor

P1 The 1st pump

P2 The 2nd pump

5 Piston

6 Controller

16 1st Port of 1st Pump

17 2nd Port of 1st Pump

18 1st Port of 2nd Pump

19 2nd Port of 2nd Pump

[Translation done.]

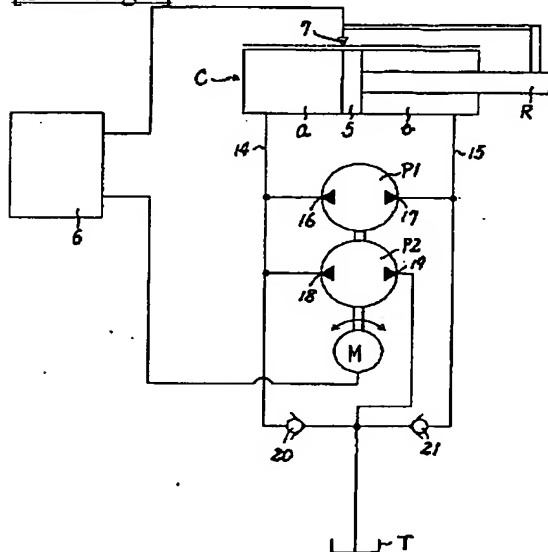
* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

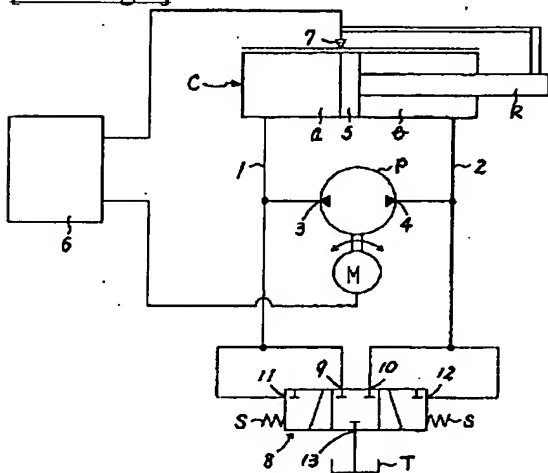
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

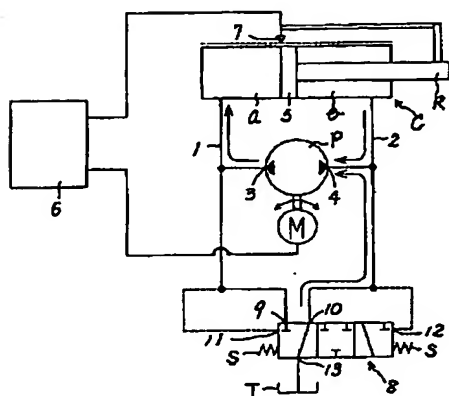
[Drawing 1]



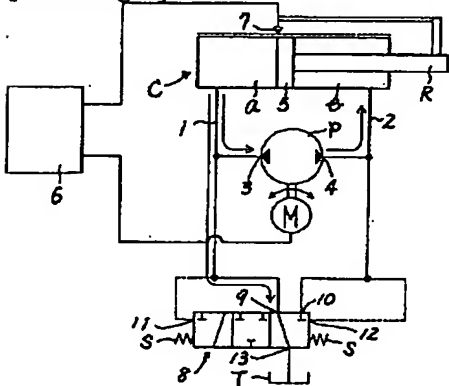
[Drawing 2]



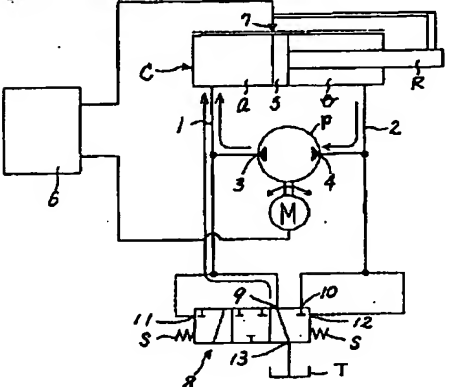
[Drawing 3]



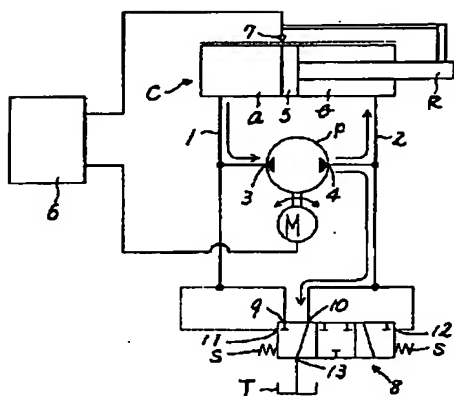
[Drawing 4]



[Drawing 5]



[Drawing 6]



[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-241403

(P2001-241403A)

(43) 公開日 平成13年9月7日 (2001.9.7)

(51) Int. Cl. ⁷	識別記号	F I	ターム(参考)
F 1 5 B 11/02		F 1 5 B 11/02	B 3 H 0 8 9
11/00		11/00	C

特許請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 5 頁)

(21) 出願番号 特願2000-52823 (P2000-52823)

(22) 出願日 平成12年2月28日 (2000.2.28)

(71) 出願人 000000929

カヤバ工業株式会社

東京都港区浜松町2丁目4番1号 世界貿易

センタービル

(72) 発明者 田口 省吾

東京都港区浜松町2-4-1 世界貿易セ

ンタービル カヤバ工業株式会社内

(72) 発明者 瀬井 美武

東京都港区浜松町2-4-1 世界貿易セ

ンタービル カヤバ工業株式会社内

(74) 代理人 100076163

弁理士 嶋 直之

Fターム(参考) 3B089 AA42 AA43 BB05 CC01 DA03

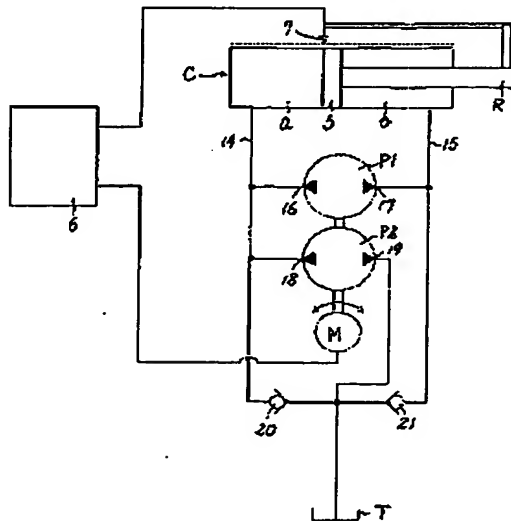
DA08 EE36 GG02

(54) 【発明の名称】 油圧制御装置

(57) 【要約】

【課題】 この発明の目的は、シリンダを加速状態から減速状態に変えたときに、このシリンダCにショックが生じない油圧制御装置を提供することである。

【解決手段】 第1圧力室a側のピストン5の受圧面積と第2圧力室b側のピストン5の受圧面積との比がA : Bの片ロッド形のシリンダCと、第1ポート16をシリンダの第1圧力室aに接続し、第2ポート17をシリンダの第2圧力室bに接続した第1ポンプP1と、第1ポート18をシリンダの第1圧力室aに接続し、第2ポート19をタンクTに接続した第2ポンプP2と、これら第1ポンプと第2ポンプとを駆動するモータMと、このモータを制御するコントローラ6とを備え、上記第1ポンプの一回転当たりの吐出量と、上記第2ポンプの一回転当たりの吐出量との比を、B : (A - B) にしている。



(2)

特開2001-241403

1

2

【特許請求の範囲】

【請求項1】 第1圧力室側のピストンの受圧面積と第2圧力室側のピストンの受圧面積との比がA：Bの片ロッド形のシリンダと、第1ポートを上記シリンダの第1圧力室に接続し、第2ポートをシリンダの第2圧力室に接続した第1ポンプと、第1ポートをシリンダの第1圧力室に接続し、第2ポートをタンクに接続した第2ポンプと、これら第1ポンプと第2ポンプとを駆動するモータと、このモータを制御するコントローラとを備え、上記第1ポンプの一回転当たりの吐出量と、上記第2ポンプの一回転当たりの吐出量との比を、B：(A-B)にしたことを特徴とする油圧制御装置。

【請求項2】 シリンダのピストンの受圧面積の比A：Bを、2：1にしたことを特徴とする請求項1記載の油圧制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、片ロッド形のシリンダの作動を制御する油圧制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】片ロッド形のシリンダは、一方の圧力室にのみロッドがあるため、シリンダを作動させたときに、一方の圧力室へ供給する流量と、他方の圧力室から排出される流量とに差が生じる。このような片ロッド形のシリンダを制御する装置として、図2に示すものが従来からある。

【0003】シリンダCの第1圧力室aには、流路1を接続し、この流路1にポンプpの第1ポート3を接続している。また、ロッドRを設けたシリンダCの第2圧力室bには、流路2を接続し、この流路2にポンプpの第2ポート4を接続している。上記ポンプpには、電動モータMを連係し、この電動モータMによってポンプpを駆動させるようにしている。このようにしたポンプpは、その回転方向に応じて、吐出側と吸い込み側とが入れ替わるようになっている。そして、第1ポート3から圧油を吐出する場合には、第2ポート4が吸い込み側となるので、シリンダCのピストン5が図面右方向に移動する。上記と反対に、ポンプpの第2ポート4から圧油を吐出する場合には、第1ポート3が吸い込み側となるので、シリンダCのピストン5が図面左方向に移動する。

【0004】また、上記電動モータMには、コントローラ6を接続し、このコントローラ6によって電動モータMの回転方向や回転数を制御するようにしている。このように電動モータMを制御すれば、ポンプpの吐出方向や吐出量を制御できる。そして、このポンプpの吐出方向や吐出量を制御することによって、シリンダCの作動を制御するようにしている。なお、上記シリンダCには、位置センサー7を取り付けて、この位置センサーによって、シリンダCのストロークを検出するようにして

いる。そして、この位置センサー7で検出した信号を、制御情報として上記コントローラ6にフィードバックするようにしている。

【0005】一方、シリンダCの第1、2圧力室a、bを、流路1、2を介して切換弁8のポート9、10に接続している。そして、この切換弁8の一方のパイロット室11に流路1の圧力を導き、他方のパイロット室12に流路2の圧力を導くようにしている。また、この切換弁8のポート13にはタンクTを接続している。さらに、切換弁8の両端にはセンタリングスプリングs、sを設けている。

【0006】上記のようにした切換弁8は、センタリングスプリングs、sのバネ力によって図示する中立位置を保ち、このとき流路1、2とタンクTとの連通を遮断する。また、この切換弁8は、パイロット室11の圧力がパイロット室12の圧力より高くなると図面左側位置に切り換わり、流路2とタンクTとを連通する。反対に、パイロット室12の圧力がパイロット室11の圧力より高くなると、図面右側位置に切り換わり、流路1とタンクTとを連通する。なお、上記パイロット室11、12に導かれる圧力は、シリンダCの第1、2圧力室a、bの圧力に相当する。つまり、切換弁8は、第1、2圧力室a、bの圧力の大小関係によって切り換わる。

【0007】次に、この従来例の作用を説明する。まず、シリンダCを伸張させる場合について説明する。図3に示すように、ポンプpの第1ポート3を吐出側とし、第2ポート4を吸い込み側とすると、第1圧力室aに吐出油が供給されて、シリンダCのピストン5が図面右方向に移動する。このようにピストン5が右方向に移動すると、第1圧力室aの圧力が、第2圧力室bの圧力よりも高くなるので、切換弁8が左側位置に切り換わる。したがって、流路2とタンクTとが連通した状態に保たれる。

【0008】また、上記のようにピストン5が右方向に移動すれば、第2圧力室bから所定の流量が排出されるが、この排出量というのは、上記第1圧力室aに供給される流量よりも少ない。なぜなら、第2圧力室b側にはロッドRがあるため、ロッドRの分だけ単位ストローク当たりの容積が、第1圧力室aより第2圧力室bの方が小さくなっているからである。そして、上記のように第2圧力室bからの排出量が少なく、ポンプpの第2ポート4から吸い込む量が不足する。そこで、上記のようにピストン5を伸張させる場合には、上記不足分を、切換弁8を介してタンクTからポンプpの吸い込み側に導くようにしている。

【0009】次に、シリンダCを収縮させる場合に付いて説明する。図4に示すように、ポンプpの第2ポート4を吐出側とし、第1ポート3を吸い込み側とすると、第1圧力室bに圧油が供給されて、シリンダCのピストン5が図面左方向に移動する。このようにピストン5が

(3)

特開2001-241403

3

右方向に移動すると、第1圧力室aの圧力が、第2圧力室bの圧力よりも低くなるので、切換弁8が右側位置に切り換わり、流路1とタンクTとが直通する。

【0010】また、上記のようにピストン5が左方向に移動すれば、第1圧力室aから圧油が排出されるが、この排出量というのは、第1圧力室a側にロッドがない分、第2圧力室bに供給される流量よりも多くなる。そのため、ポンプpは、第1圧力室aから排出された全量を吸い込むことができない。したがって、シリンダCを収縮させる場合には、残った量を、流路1から切換弁8を介してタンクTに逃がすようにしている。

【0011】なお、図3に示したように、シリンダCを伸張させている場合には、第1圧力室aの圧力が、第2圧力室bの圧力よりも大きいので、切換弁8が左側位置に切り換わっている。しかし、シリンダCを伸張方向に加速させている状態からそれを減速させると、第2圧力室bの圧力の方が、第1圧力室aの圧力より大きくなる。そのため、図5に示すように、切換弁8が右側位置に切り換わってしまう。このように切換弁8が右側位置に切り換わると、ポンプpを介さずに、タンクTから切換弁8一流路1を介して不足分の流量が第1圧力室aに供給される。そして、このようにポンプpを介さずに、タンクTから直接不足分の流量が第1圧力室aに供給されれば、ポンプpから第1圧力室aに供給する流量は少なくなくて済む。したがって、上記のように加速状態から減速状態になって切換弁8が切り換わった瞬間に、コントローラによってポンプpの回転数を速くするようにしている。

【0012】また、図4に示したように、シリンダCを収縮させている場合には、第2圧力室bの圧力が、第1圧力室aの圧力よりも大きいので、切換弁8が右側位置に切り換わっている。しかし、シリンダCを収縮方向に加速させている状態からそれを減速させると、第1圧力室aの圧力の方が、第2圧力室bより大きくなる。そのため、図6に示すように、切換弁8が左側位置に切り換わってしまう。このように切換弁8が左側位置に切り換わると、第1圧力室aからの排出流量を、流路1から切換弁8を介してタンクTに逃がすことができなくなる。したがって、このような場合には、コントローラによってポンプpの回転数を増やし、第1圧力室aから排出される全量を、ポンプpで吸い込むようにしている。

【0013】

【発明が解決しようとする課題】上記従来例では、シリンダCのピストン5を、加速状態から減速状態にしたときに、切換弁8が反対方向に切り換わってしまうため、それに応じてポンプpの回転数を減速したり増速させたりしている。しかし、ポンプpを駆動する電動モータMは、慣性があるために、それほど急にその回転数を減速させたり増速させたりできない。

【0014】そのため、シリンダCを伸張方向に加速さ

4

せている状態から減速したときに、ポンプpの回転数を十分減速することができず、第1圧力室a側に余分な流量が供給されて、シリンダCにショックが生じるという問題があった。また、シリンダCを収縮方向に加速させている状態から減速したときに、ポンプpの回転数を十分増速することができず、第1圧力室aから必要な流量を排出できないために、シリンダCにショックが発生するという問題があった。この発明の目的は、シリンダCにショックが生じない油圧制御装置を提供することである。

【0015】

【課題を解決するための手段】第1の発明は、第1圧力室側のピストンの受圧面積と第2圧力室側のピストンの受圧面積との比がA：Bの片ロッド形のシリンダと、第1ポートを上記シリンダの第1圧力室に接続し、第2ポートをシリンダの第2圧力室に接続した第1ポンプと、第1ポートをシリンダの第1圧力室に接続し、第2ポートをタンクに接続した第2ポンプと、これら第1ポンプと第2ポンプとを駆動するモータと、このモータを制御するコントローラとを備え、上記第1ポンプの一回転当たりの吐出量と、上記第2ポンプの一回転当たりの吐出量との比を、B：(A-B)にしたことを特徴とする。

【0016】第2の発明は、上記第1の発明において、シリンダのピストンの受圧面積の比A：Bを、2：1にしたことを特徴とする。

【0017】

【発明の実施の形態】図1に示す実施例は、シリンダCの第1圧力室a側のピストン受圧面積と、第2圧力室b側のピストン受圧面積との比を、A：B (A>B)としている。なお、ストロークセンサー7やコントローラ6の構成については前記従来例と同じなので、ここでは同じ符号を付し、その詳細な説明を省略する。

【0018】図1に示すように、シリンダCの第1圧力室aに流路14を接続し、この流路14に第1ポンプP1の第1ポート16を接続している。また、シリンダCの第2圧力室bに流路15を接続し、この流路15に第1ポンプP1の第2ポート17を接続している。さらに、上記流路14には、第2ポンプP2の第1ポート18を接続している。そして、この第2ポンプP2の第2ポート19を、タンクTに接続している。

【0019】上記第1、2ポンプP1、P2には、電動モータMを一本の回転軸で連係し、この電動モータMによって両ポンプP1、P2を一体的に回転させるようにしている。そして、第1ポンプP1の第1ポート16から圧油を吐出すれば、第2ポンプP2も第1ポート18から圧油を吐出し、第1ポンプP1が第2ポート17から圧油を吐出すれば、第2ポンプP2も第2ポート19から圧油を吐出する。また、上記第1ポンプP1の一回転当たりの吐出量と、第2ポンプP2の一回転当たりの

(4)

特開2001-241403

5

吐出量との比を、上記シリンダCのピストン受圧面積の比を考慮して、 $B : (A - B)$ としている。ただし、 $A > B$ の関係になっている。そして、上記流路14、15には、チェック弁20、21をそれぞれ接続し、このチェック弁20、21を介してタンクTに接続している。

【0020】次に、この実施例の作用を説明する。電動モータMの作動によって、第1、2ポンプP1、P2を一方に回転させて、各ポンプP1、P2の第1ポート16、18から圧油を吐出させると、両ポンプP1、P2の合計流量が流路14を介して第1圧力室aに供給される。ここで、第1、2ポンプP1、P2の一回転当たりの吐出量の比が、 $B : (A - B)$ になっているので、第1圧力室aには、 $B + (A - B) = A$ に比例する流量が供給される。このように第1圧力室aにAに比例する流量を供給すると、ピストン5が右方向に移動して、第2圧力室bから圧油が排出される。このとき、この第1圧力室aの受圧面積比Aに比例する流量を、第1圧力室aに供給しているため、第2圧力室bからは、Bに比例する流量が排出される。そして、このように第2圧力室bから排出されたBに比例する流量は、流路15を介して第1ポンプPの第2ポート17に吸い込まれて、第1ポート16から吐出される。

【0021】また、上記のようにして、右方向に移動するピストン5を、加速状態から減速状態にすると、第1、2ポンプPから第1圧力室aに流入する流量は、Aに比例したままであり、第2圧力室bから排出されて、第1ポンプP1に流入する流量も、Bに比例したままである。そのため、シリンダCのピストンを加速状態から減速状態にしたときに、コントローラによって第1、2ポンプP1、P2の回転数を特別に減速する必要がない。したがって、シリンダCにショックが発生することもない。

【0022】一方、第1、2ポンプP1、P2の第2ポート17、19から圧油を吐出させた場合には、第2ポンプP2の吐出油は、タンクTに戻されるので、第2圧力室bには、第1ポンプP1の吐出量Bに比例する流量だけが供給される。このように第2圧力室bに、Bに比例する流量が供給すると、ピストン5が左方向に移動して、第1圧力室aから圧油が排出される。このとき、第2圧力室bの受圧面積比Bに比例する流量を、第2圧力室bに供給しているため、第1圧力室aからは、Aに比例する流量が排出される。そして、この第2圧力室bから排出されたAに比例する流量は、第1ポンプP1でBに比例する流量だけ吐出されるので、AからBを引いた流量、すなわち $(A - B)$ に比例する流量が、第2ポンプP2を介してタンクTに排出されることになる。

【0023】また、上記のようにして、左方向に移動するピストン5を、加速状態から減速状態にすると、第1ポンプP1から吐出されて、第2圧力室bに供給される流量は、Bに比例したままであり、第1圧力室aから排

6

出されて、第1、2ポンプP1、P2に流入する流量もAに比例したままである。そのため、シリンダCのピストンを加速状態から減速状態にしたときに、コントローラによって第1、2ポンプP1、P2の回転数を特に増速する必要がない。したがって、シリンダCにショックが発生することもない。

【0024】なお、上記チェック弁20、21は、シリンダCの第1、2圧力室や流路14、15内の圧油が減ったときに、必要な流量をタンクから補給するためのものである。また、上記ピストン5の受圧面積の比を、 $A : B = 2 : 1$ の関係にすれば、第1、2ポンプP1、P2の吐出量の比が、 $B : (A - B) = 1 : 1$ になる。つまり、ピストン5の受圧面積の比が2 : 1の片ロッド形のシリンダを用いれば、第1ポンプP1と第2ポンプP2とを同じ容量のものにすることができる。このように第1、2ポンプを同じ容量のものにすれば、装置の設計が容易になり、また、ポンプに関する部品などを共通化できるので、部品コストも安くできる。

【0025】

【発明の効果】第1の発明によれば、シリンダを加速状態から減速状態に切り変えるときに、第1、2ポンプP1、2の回転数を、特別に増速させたり減速させたりしなくても済む。したがって、シリンダを加速状態から減速状態に切り変えるときに、モータの慣性が原因でシリンダにショックが生じたりしない。

【0026】第2の発明によれば、第1ポンプと第2ポンプとを同じものを用いることができるので、装置の設計が容易になり、また、2つのポンプに関する部品などを共通化できるので、部品コストも安くできる。

【図面の簡単な説明】

【図1】実施例の回路図である。

【図2】従来例の回路図である。

【図3】従来例の回路図であり、ピストン5を右方向に移動させる状態を示す図である。

【図4】従来例の回路図であり、ピストン5を左方向に移動させる状態を示す図である。

【図5】従来例の回路図であり、伸張するシリンダCを、加速状態から減速状態に切り変えたときの図である。

【図6】従来例の回路図であり、収縮するシリンダCを、加速状態から減速状態に切り変えたときの図である。

【符号の説明】

a 第1圧力室

b 第2圧力室

C シリンダ

M モータ

P1 第1ポンプ

P2 第2ポンプ

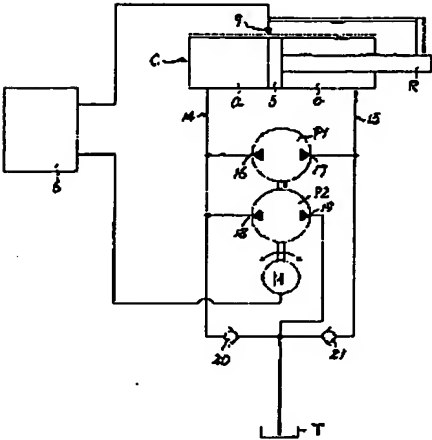
5 ピストン

(5) 特開2001-241403

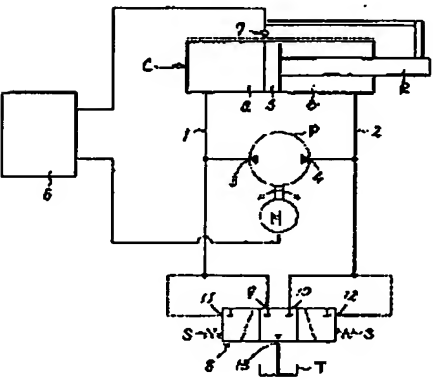
7
6 コントローラ
16 第1ポンプの第1ポート
17 第1ポンプの第2ポート

8
* 18 第2ポンプの第1ポート
19 第2ポンプの第2ポート
*

【図1】

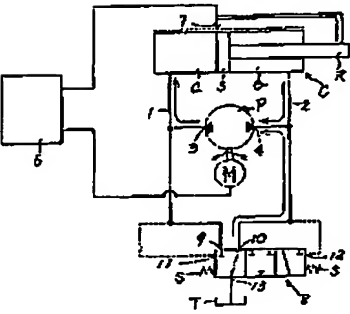


【図2】

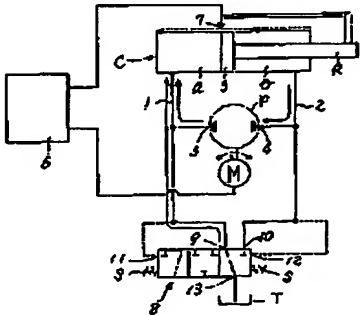
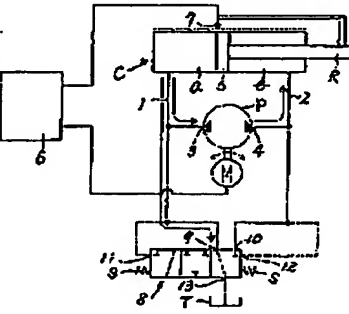


【図5】

【図3】



【図4】



【図6】

